

COOLING SYSTEM FOR ENGINE

Publication number: JP6257430 (A)

Publication date: 1994-09-13

Inventor(s): NAKATANI SHIGEKI; AKATSUKA YASUSHI

Applicant(s): MAZDA MOTOR

Classification:

- international: F01P7/16; F01M5/00; F01P7/14; F01P7/14; F01M5/00; F01P7/14; (IPC1-7); F01P7/16; F01M5/00; F01P7/16

- European:

Application number: JP19930067596 19930302

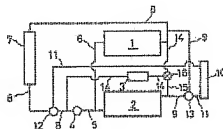
Priority number(s): JP19930067596 19930302

Also published as:

JP3389279 (B2)

Abstract of JP 6257430 (A)

PURPOSE: To improve fuel consumption by reconciling the promotion of temperature-up and the restrain of overheating of lubricating oil in an engine having an oil cooler, etc., for performing heat exchange with cooling water. **CONSTITUTION:** This device is provided with a first cooling water path, which is set in low temperature and in which cooling water, supplied to a cylinder head 1 from a water pump 4, is returned to a water pump 4 via a radiator 7 or detouring around the radiator 7; and a second cooling water path, which is set in high temperature and in which cooling water supplied to a cylinder block 2 from the water pump 4, is returned to the water pump 4 via the radiator 7 or a heater 10 and detoured the radiator 7. Also an oil cooler 3 is arranged in a path, in which cooling water is returned from the cylinder head 1 while detouring the radiator 7; An electromagnetic valve 16 is arranged on the oil cooler 3 upstream of the path. Cooling water from the cylinder head 1 side and that from the cylinder block 2 side are selectively introduced according to water temperature and an engine load.



Data supplied from the esp@cenet database — Worldwide

特開平6-257430

(43) 公開日 平成6年(1994)9月13日

(51) Int.Cl. ⁴	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 1 P 7/16	5 0 5 E	9246-3G		
	F	9246-3G		
	5 0 4 A	9246-3G		
	E	9246-3G		
F 0 1 M 5/00	D	7443-3G		

審査請求 未請求 請求項の数 3 F D (全 7 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平5-67536

(22) 出願日 平成5年(1993)3月2日

(71) 出願人 000003137

マツダ株式会社

広島県安芸郡府中町新地3番1号

(72) 発明者 中谷 茂樹

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ

株式会社内

(72) 発明者 赤塚 靖

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ

株式会社内

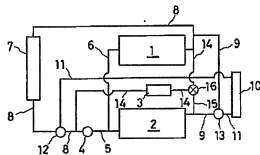
(74) 代理人 弁理士 進藤 純一

(54) 【発明の名称】 エンジンの冷却装置

(57) 【要約】

【目的】 冷却水との間で熱交換を行うオイルクーラ等を装備したエンジンの潤滑油の温度上昇促進と過加熱の抑制を両立させ燃費を向上させる。

【構成】 ウォータポンプ4からシリンダヘッド1に供給した冷却水をラジエータ7を介しあるいはラジエータ7を迂回してウォータポンプ4に戻す低温設定の第1の冷却水経路と、ウォータポンプ4からシリンダブロック2に供給した冷却水をラジエータ7を介しあるいはヒータ10を介しラジエータ7を迂回してウォータポンプ4に戻す高温設定の第2の冷却水経路を設け、シリンダヘッド1からラジエータ7を迂回して冷却水を戻す経路にオイルクーラ3を配置し、また、該経路のオイルクーラ3上流に電磁弁16を配置して、シリンダヘッド1側からの冷却水とシリンダブロック2側からの冷却水を水温およびエンジン負荷に応じて選択的に導入可能とする。



1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 シリンダヘッドへ冷却水を供給する第1の冷却水経路と、シリンダブロックへ冷却水を供給する第2の冷却水経路と、エンジン始動後前記第1の冷却水経路の水温を第1の設定温度まで上昇させ該第1の設定温度に保持する第1の水溫調整手段と、エンジン始動後前記第2の冷却水経路の水温を前記第1の設定温度より高温側の第2の設定温度まで上昇させ該第2の設定温度に保持する第2の水溫調整手段とからなる2系統式のエンジンの冷却装置において、切替手段を介しシリンダヘッド通過後の前記第1の冷却水経路からの冷却水とシリンダブロック通過後の前記第2の冷却水経路からの冷却水を受熱部材へ選択的に導入する受熱経路を設けたことを特徴とするエンジンの冷却装置。

【請求項2】 前記切替手段はシリンダヘッド通過後の前記第1の冷却水経路の水温およびシリンダブロック通過後の前記第2の冷却水経路の水温が所定温度以下の冷間時には前記第1の冷却水経路からの冷却水を前記受熱部材へ導入し、前記シリンダヘッド通過後の第1の冷却水経路の水温および前記シリンダブロック通過後の第2の冷却水経路の水温が前記所定温度を越えた温間時には前記第2冷却水経路からの冷却水を前記受熱部材へ導入するよう水温に応じて作動するものとした請求項1記載のエンジンの冷却装置。

【請求項3】 前記切替手段はシリンダヘッド通過後の前記第1の冷却水経路の水温およびシリンダブロック通過後の前記第2の冷却水経路の水温が所定温度以下の冷間時には前記第1の冷却水経路からの冷却水を前記受熱部材へ導入し、前記シリンダヘッド通過後の第1の冷却水経路の水温および前記シリンダブロック通過後の第2の冷却水経路の水温が前記所定温度を越えるとともにエンジンの負荷が所定負荷以下の低負荷時には前記第2冷却水経路からの冷却水を前記受熱部材へ導入し、また、前記シリンダヘッド通過後の第1の冷却水経路の水温および前記シリンダブロック通過後の第2の冷却水経路の水温が前記所定温度を越えるとともにエンジンの負荷が所定負荷を越える高負荷時には前記第1冷却水経路からの冷却水を前記受熱部材へ導入するよう水温および負荷に応じて作動するものとした請求項1記載のエンジンの冷却装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明はシリンダヘッドとシリンダブロックとを別々の経路によって冷却する液冷2系統式のエンジンの冷却装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 シリンダヘッドをシリンダブロックに対してより強力に冷却するようエンジンの冷却液経路を2系統に構成することが従来から行われている。特開昭60-43119号公報に示された冷却装置はその一例であ

2

って、シリンダヘッドの冷却はラジエータを含む通常の冷却水経路によって行い、一方、シリンダブロックの冷却は、潤滑油の循環によって行い、その潤滑油循環の経路を冷却水との間で熱交換を行う経路と熱交換を行わない経路とに油温に応じて切り換え。それによって、油温の上昇を速めて暖機を促進するとともに、暖機後はシリンダブロックを冷却する潤滑油の温度に対しシリンダヘッドを冷却する冷却水の温度を低くしてシリンダヘッド側をより強力に冷却するようにしている。

【0003】 また、それとは別に、エンジンの潤滑油をエンジン冷却水との熱交換によって冷却するオイルクーラを装備したエンジンが従来から知られている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 一般に、上記のように潤滑油をエンジン冷却水との熱交換によって冷却するオイルクーラを装備したエンジンにおいては、冷却水との温度上昇が緩慢であるため潤滑油の温度が適温まで上昇するのに時間がかかり、そのために暖機が遅くなり、また、潤滑油の粘度が高い状態が長く続くため、エンジン各部やオイルクーラ内部での摩擦抵抗が増大し燃費性能が悪化するという問題があった。

【0005】 シリンダヘッドを冷却水によって冷却するとともにシリンダブロックを潤滑油によって冷却するようにしたエンジンの場合には、上記特開昭60-43119号公報記載の装置のように循環油経路を冷却水との間で熱交換を行う経路と熱交換を行わない経路とに切り換える手段を設けることにより、暖機過程ではシリンダヘッド側の比較的温度の高い冷却水との熱交換によって油温上昇を促進し、暖機後は冷却水との熱交換を停止することによって水温以上に油温を上昇させ、また、油温が一定温度以上になると再び冷却水と熱交換させて潤滑油の過加熱を抑えるようにすることもできる。しかし、シリンダブロックを含めたエンジン各部の冷却を専ら冷却水によって行い、かつ、冷却水によって潤滑油を冷却するオイルクーラを装備したエンジンでは、上記公報記載のような手段は適用できず、油温上昇の促進と過加熱の抑制を両立させることが困難であった。

【0006】 また、同様の問題はオイルクーラに限らずエンジン冷却水との間で熱交換を行う他の受熱部材についても発生し得る。

【0007】 本発明は上記問題点に鑑みてなされたものであって、冷却水との間で熱交換を行うエンジン潤滑油等の温度上昇の促進と過加熱の抑制を両立させ燃費性能を高めることを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】 本発明は、シリンダヘッドをシリンダブロックに対しより強力に冷却するよう冷却水経路を2系統に構成する場合にシリンダヘッド側へ供給する冷却水の温度をシリンダブロック側への冷却水の温度より低い温度に設定することとを目的とし、この2系

3

統式の冷却装置を利用することによってオイルクーラ等受熱部材を流れる潤滑油等の温度上昇の促進と過加熱の抑制の両立が可能となることを見いだしたものである。そして、その構成は、シリンダヘッドへ冷却水を供給する第1の冷却水経路と、シリンダブロックへ冷却水を供給する第2の冷却水経路と、エンジン始動後第1の冷却水経路の水温を第1の設定温度まで上昇させ第1の設定温度に保持する第1の水溫調整手段と、エンジン始動後前記第2の冷却水経路の水温を第1の設定温度より高温側の第2の設定温度まで上昇させ第2の設定温度に保持する第2の水溫調整手段とからなる2系統式のエンジンの冷却装置において、切換手段を介しシリンダヘッド通過後の第1の冷却水経路からの冷却水とシリンダブロック通過後の第2の冷却水経路からの冷却水を受熱部材へ選択的に導入する受熱経路を設けたことを特徴とする。

【0009】前記切換手段は、シリンダヘッド通過後の第1の冷却水経路の水温およびシリンダブロック通過後の第2の冷却水経路の水温が所定温度以下の冷間時には第1の冷却水経路からの冷却水を受熱部材へ導入し、前記シリンダヘッド通過後の第1の冷却水経路の水温およびシリンダブロック通過後の第2の冷却水経路の水温が所定温度を超えた温間時には第2の冷却水経路からの冷却水を受熱部材へ導入する第1の水溫にに応じて作動するものとし、それによって受熱部材を流れる潤滑油等の温度上昇を促進し燃費向上を図ることができる。

【0010】また、前記切換手段はシリンダヘッド通過後の第1の冷却水経路の水温およびシリンダブロック通過後の第2の冷却水経路の水温が所定温度以下の冷間時には第1の冷却水経路からの冷却水を受熱部材へ導入し、シリンダヘッド通過後の第1の冷却水経路の水温およびシリンダブロック通過後の第2の冷却水経路の水温が所定温度を超えたとともにエンジンの負荷が所定負荷以下の温間低負荷時には第2の冷却水経路からの冷却水を受熱部材へ導入し、また、シリンダヘッド通過後の第1の冷却水経路の水温およびシリンダブロック通過後の第2の冷却水経路の水温が所定温度を超えたとともにエンジンの負荷が所定負荷を超える温間高負荷時には第1の冷却水経路からの冷却水を受熱部材へ導入するよう水溫および負荷に応じて作動するものとし、それによって受熱部材を流れる潤滑油等の過加熱を抑制しつつ該潤滑油等を高温に保持する廣密な制御を実現して一層の燃費向上を図ることができる。

【0011】ここで、第1の水溫調整手段は、例えば、ラジエータと、水溫に応じて作動し第1の設定温度以下のときは第1の冷却水経路をラジエータを迂回する経路に切り換え、第1の設定温度を超えたときはラジエータを通る経路に切り換えるサーモスタットバルブ等で構成する。また、前記第2の水溫調整手段は、例えば、ラジエータと、電気式のヒータと、第2の設定温度以下のときは第2の冷却水経路をラジエータを迂回しヒータを通

4

る経路に切り換え、第2の設定温度を超えたときはヒータを迂回しラジエータを通る経路に切り換える他のサーモスタットバルブ等で構成する。

【0012】

【作用】第1の水溫調整手段は、エンジン始動後、シリンダヘッドへ冷却水を供給する第1の冷却水経路の水温を暖機進行に伴うエンジンからの受熱によりシリンダヘッド冷却に達した第1の設定温度まで上昇させ、水溫のそれ以上の上昇を抑えて第1の設定温度に保持する。また、第2の水溫調整手段は、エンジン始動後、シリンダブロックへ冷却水を供給する第2の冷却水経路の水温を暖機進行に伴うエンジンからの受熱により前記第1の設定温度より高温側でシリンダブロックの冷却に達した第2の設定温度まで上昇させ、それ以上の水溫上昇を抑えて第2の設定温度に保持する。その際、第1の冷却水経路の冷却水はシリンダブロックより高温のシリンダヘッドから受熱することによって水溫が比較的速く上昇し、低温側の上記第1の設定温度で安定する。これに対し、第2の冷却水経路シリンダヘッドほど温度の低いシリンダブロックから受熱することによって水溫が比較的緩やかに上昇するが、第2の水溫調整手段により高温側の第2の設定温度で安定する。

【0013】オイルクーラ等の受熱部材に冷却水を導入する受熱経路は、シリンダヘッド通過後の第1の冷却水経路からの冷却水を導入する経路とシリンダブロック通過後の第2の冷却水経路からの冷却水を導入する経路とに切り換え可能であり、それによって、受熱部材を流れる潤滑油等の昇温速度の調整と過加熱の抑制が可能となる。そして、切換手段が水溫に応じて作動する場合に、冷間時には温度上昇の早い第1の冷却水経路からの冷却水が受熱部材へ導入されることによって受熱部材を流れる潤滑油等の温度上昇が促進され、また、温間時には高温で安定した第2の冷却水経路からの冷却水が受熱部材へ導入されることによって潤滑油等が常温に保持される。また、切換手段が水溫および負荷に応じて作動する場合に、冷間時には温度上昇の早い第1の冷却水経路からの冷却水が受熱部材へ導入され、また、温間でも過加熱の心配のない低負荷時に限って第2の冷却水経路から高温の冷却水を導入するため、シリンダブロック側の設定温度を高くすることが可能で、潤滑油等の温度設定を一層高く、一層の燃費向上を実現できる。

【0014】

【実施例】以下、本発明の実施例を図面に基いて説明する。

5

【0015】図1は本発明の一実施例であるエンジンの冷却装置の全体図である。図において、1はエンジンのシリンダヘッドを示し、2は同シリンダブロックを示す。また、3はエンジン潤滑油を冷却するオイルクーラを示す。

【0016】この実施例のエンジンの冷却装置は、ウォーターポンプ4の吐出口とシリンダブロック2内の冷却水通路とを接続する第1の導管5と、該第1の導管5から分岐してウォーターポンプ4の吐出口をシリンダヘッド1内の冷却水通路に接続する第2の導管6と、シリンダヘッド1内の冷却水通路の出口をラジエータ7を介してウォーターポンプ4の吸込口に接続する第3の導管8と、シリンダブロック2内の冷却水通路の出口をラジエータ7より上流で前記第3の導管8に接続する第4の導管9と、この第4の導管9から分岐してシリンダブロック2の吐出口を電気式のヒータ10を介してラジエータ7より下流で前記第3の導管8に接続する第5の導管11と、この第5の導管11と前記第3の導管8との接続部に配置された第1のサーモスタットバルブ12と、第5の導管11と前記第4の導管9との分岐部に配置された第2のサーモスタットバルブ13と、前記第3の導管8の前記第4の導管9との接続部より上流から分岐してオイルクーラ3を通りラジエータ7および前記第1のサーモスタットバルブ12を迂回してウォーターポンプ4の吸込口手前まで再び第3の導管8に合流する第6の導管14と、前記第5の導管11の前記第2のサーモスタットバルブ13より上流から分岐してオイルクーラ3の上流で前記第6の導管14に接続する第7の導管15と、この第7の導管15と前記第6の導管14との接続部に配置された電磁弁16を備えている。

【0017】上記第1のサーモスタットバルブ12は、比較的低温側の第1の設定温度（図2のA）で作動するものであって、その設定温度以下では第3の導管8の上流側からの導通を遮断して第5の導管11を第3の導管8の下流側に連通させ、設定温度を越えたときには第5の導管11と第3の導管8を連通させたまま第3の導管8自体も上流側と下流側を導通させる。また、上記第2のサーモスタットバルブ13は、上記第1の設定温度より高温側の第2の設定温度（図2のB）で作動するものであって、その設定温度以下では第4の導管9の下流側への導通を遮断して第4の導管9の上流側を第5の導管11に連通させ、設定温度を越えたときには第5の導管11との導通を遮断して第7の導管15を第6の導管14の下流側に連通させ、温間時でエンジンの負荷が

6

所定負荷を越える高負荷時には再び第7の導管15との導通を遮断して第6の導管14の上流側および下流側を導通させる。

【0018】上記エンジンの冷却装置において、ウォーターポンプ4から第1の導管5および第2の導管6を経てシリンダヘッド1内の冷却水通路に接続し、ラジエータ7を介する第3の導管8あるいはラジエータ7を迂回する第6の導管14を経てウォーターポンプ4に戻る経路は、シリンダヘッド1へ冷却水を供給する第1の冷却水経路を構成し、また、ウォーターポンプ4から第1の導管5を経てシリンダブロック2内の冷却水通路に接続し、第4の導管9からラジエータ7を介する第3の導管8あるいはヒータ10を介する第5の導管11を経てウォーターポンプ4に戻る経路は、シリンダブロック2へ冷却水を供給する第2の冷却水経路を構成する。

【0019】図2はシリンダヘッド1側の上記第1の冷却水経路（D）およびシリンダブロック2側の上記第2の冷却水経路（D'）のエンジン始動後の水温推移を示し、また、図3乃至図6はこの実施例の装置の作動状態を示す。

【0020】図2に示すように、第1の冷却水経路（D）の水温はシリンダヘッド1からの受熱量が多いことにより比較的立ち上がりが遅い。そして、この第1の冷却水経路（D）は水温が第1の設定温度（A）を越えると後述のようにラジエータ7を通る経路に切り換えられ、水温が該設定温度（A）に保持される。これに対し第2の冷却水経路（D'）は、シリンダヘッド1に比べて温度の低いシリンダブロック2から受熱するため水温の立ち上がりが比較的緩やかである。そして、この第2の冷却水経路（D'）は、水温が上記第1の設定温度（A）より高温側の第2の設定温度（B）を越えると後述のようにヒータ10を迂回してラジエータ7を通る経路に切り換えられ、水温が該設定温度（B）に保持される。そして、後述のように第2の冷却水経路（D'）の水温が第1の冷却水経路（D）の水温レベルに達するまでの冷間時には第1の冷却水経路（D）のシリンダヘッド1通過後の冷却水がオイルクーラ3に導かれ、第2の冷却水経路（D'）の水温が第1の冷却水経路（D）の水温レベルを越えた温間時には、オイルクーラ3への冷却水経路がエンジンの負荷に応じて切り換えられ、低負荷時には第1の冷却水経路（D）のシリンダヘッド1通過後の冷却水がオイルクーラ3へ導かれ、高負荷時には第2の冷却水経路（D'）のシリンダブロック2通過後の冷却水がオイルクーラ3へ導かれる。

【0021】図3は冷間時で水温が第1の設定温度（A）に達するまで（図2のa）の冷却水の流れを示す。この時、電磁弁16がラジエータ7を迂回する第6の導管14の上流側と下流側を導通させ、第1のサーモスタットバルブ12がラジエータ7を介する第3の導管8の導通を遮断してヒータ10を介する第5の導管11

7

を第3の導管8の下流側に連通させ、また、第2のサーモスタットバルブ13がヒータ10を迂回する第4の導管9の導通を遮断して該第4の導管9の上流側をヒータ10を介する第5の導管11に連通させることにより、図に示すようにシリンダヘッド1側の第1の冷却水経路はラジエータ7を迂回する経路となり、また、シリンダブロック2側の第2の冷却水経路はヒータ10を通りラジエータ7を迂回する経路となる。また、オイルクーラ3へはシリンダヘッド1通過後の第1の冷却水経路の冷却水が導入される。

【0022】図4は冷間時で水温が第1の設定温度(A)を達した後(図2のb)の冷却水の流れを示す。この時、第1のサーモスタットバルブ12はラジエータ7を介する第3の導管8を導通させるとともに、ヒータ10を介する第5の導管11を第3の導管8の下流側に連通させ、電磁弁16はやはりラジエータ7を迂回する第6の導管14の上流側と下流側を導通させ、第2のサーモスタットバルブ13はやはりヒータ10を迂回する第4の導管9の導通を遮断して該第4の導管9の上流側をヒータ10を介する第5の導管11に連通させる。その結果、図に示すようにシリンダヘッド1側の第1の冷却水経路はラジエータ7を通る経路となり、また、シリンダブロック2側の第2の冷却水経路はヒータ10を通りラジエータ7を迂回する経路となる。また、オイルクーラ3へは依然としてシリンダヘッド1通過後の第1の冷却水経路の冷却水が導入される。

【0023】図5は温間時で水温が第2の設定温度(B)に達するまでの期間(図2のc)であり、かつ、エンジンの負荷が所定負荷以下の低負荷時の冷却水の流れを示す。この時、第1のサーモスタットバルブ12はラジエータ7を介する第3の導管8を導通させるとともに、ヒータ10を介する第5の導管11を第3の導管8の下流側に連通させ、電磁弁16はラジエータ7を迂回する第6の導管14の上流側からの導通を遮断してシリンダブロック2側の第7の導管15をオイルクーラ3側に連通させ、第2のサーモスタットバルブ13はヒータ10を通りラジエータ7側へ通ずる第4の導管9の導通を遮断して該第4の導管9の上流側をヒータ10を介する第5の導管11に連通させる。その結果、図に示すようにシリンダヘッド1側の第1の冷却水経路はラジエータ7を通る経路となり、また、シリンダブロック2側の第2の冷却水経路はヒータ10を通りラジエータ7を迂回する経路となり、オイルクーラ3へはシリンダブロック2通過後の第2の冷却水経路の冷却水が導入される。

【0024】図6は温間時で水温が第2の設定温度(B)に達した後(図2のd)であり、かつ、エンジンの負荷が所定負荷を超えた高負荷時の冷却水の流れを示す。この時、第1のサーモスタットバルブ12はラジエータ7を介する第3の導管8を導通させ、電磁弁16は

8

ラジエータ7を迂回する第6の導管14を導通させ、第2のサーモスタットバルブ13はヒータ10を迂回しラジエータ7側へ通ずる第4の導管9を導通させる。その結果、図に示すようにシリンダヘッド1側の第1の冷却水経路はラジエータ7を通る経路となり、また、シリンダブロック2側の第2の冷却水経路もラジエータ7を通る経路となる。また、オイルクーラ3へは低温設定の第1の冷却水経路から冷却水が導入される。

【0025】図7は温間時で水温が第2の設定温度(B)に達するまでの期間(図2のc)であり、かつ、エンジンの負荷が所定負荷を超えた高負荷時の冷却水の流れを示す。この時、第1のサーモスタットバルブ12はラジエータ7を介する第3の導管8を導通させるとともに、ヒータ10を介する第5の導管11を第3の導管8の下流側に連通させ、電磁弁16はラジエータ7を迂回する第6の導管14を導通させ、第2のサーモスタットバルブ13はヒータ10を迂回しラジエータ7側へ通ずる第4の導管9の導通を遮断して該第4の導管9の上流側をヒータ10を介する第5の導管11に連通させる。その結果、図に示すようにシリンダヘッド1側の第1の冷却水経路はラジエータ7を通る経路となり、また、シリンダブロック2側の第2の冷却水経路はヒータ10を通りラジエータ7を迂回する経路となり、オイルクーラ3へは低温設定の第1の冷却水経路から冷却水が導入される。

【0026】図8は温間時で水温が第2の設定温度(B)に達した後(図2のd)であり、かつ、エンジンの負荷が所定負荷以下の低負荷時の冷却水の流れを示す。この時、第1のサーモスタットバルブ12はラジエータ7を介する第3の導管8を導通させ、電磁弁16はラジエータ7を迂回する第6の導管14の上流側からの導通を遮断してシリンダブロック2側の第7の導管15をオイルクーラ3側に連通させ、第2のサーモスタットバルブ13はヒータ10を通りラジエータ7側へ通ずる第4の導管9を導通させる。その結果、図に示すようにシリンダヘッド1側の第1の冷却水経路はラジエータ7を通る経路となり、シリンダブロック2側の第2の冷却水経路もラジエータ7を通る経路となり、オイルクーラ3へはシリンダブロック2通過後の第2の冷却水経路の冷却水が導入される。

【0027】なお、上記実施例においてはオイルクーラへの冷却水導入経路の切り換えを電磁弁によって行うものを説明したが、この電磁弁に代えてサーモスタットバルブを用いることも可能である。ただし、サーモスタットバルブを用いる場合はエンジンの負荷による切り換えはできない。したがって、高負荷時に潤滑油が過加熱とならないようシリンダブロック側冷却水の設定温度を幾分低くしなければならぬ場合がある。

【0028】また、上記実施例では冷却水によって潤滑油を冷却するオイルクーラを装備したものを説明した

が、本発明は、オイルクーラに限らず、エンジン冷却水との間で熱交換を行う他の受熱部材についても適用できる。

【0029】

【発明の効果】本発明は以上のように構成されているので、冷却水との間で熱交換を行うオイルクーラ等の受熱部材を流れる潤滑油等の温度上昇を促進するとともに過加熱を抑制することが可能となり、潤滑油の粘性等による摩擦抵抗の増大を抑制して燃費性能を向上させることができる。

【0030】また、オイルクーラ等の受熱部材に冷却水を導入する受熱経路の切り換えは例えばサーモスタットバルブ等単に水温に応じて作動する簡単な構成によって実現でき、また、電磁弁等を用いることにより水温およびエンジンの負荷に応じて緻密な切り換えを実現し、特に過加熱の心配のない低負荷時に限って高温設定のシリンダブロック側から冷却水を導入することでシリンダブロック側の設定温度を高くすることが可能となり、高油温を達成し一層の燃費向上を図るようにできる。

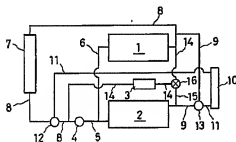
【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例の全体図

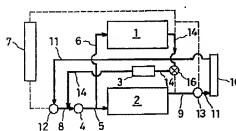
【図2】本発明の一実施例における水温推移の特性図

【図3】本発明の一実施例の作動状態説明図（その1）

【図1】



【図3】



【図4】本発明の一実施例の作動状態説明図（その2）

【図5】本発明の一実施例の作動状態説明図（その3）

【図6】本発明の一実施例の作動状態説明図（その4）

【図7】本発明の一実施例の作動状態説明図（その5）

【図8】本発明の一実施例の作動状態説明図（その6）

【符号の説明】

1 シリンダヘッド

2 シリンダブロック

3 オイルクーラ

10 ウォータポンプ

5 第1の導管

6 第2の導管

7 ラジエータ

8 第3の導管

9 第4の導管

10 ヒータ

11 第5の導管

12 第1のサーモスタットバルブ

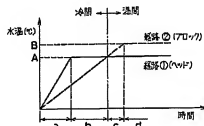
13 第2のサーモスタットバルブ

20 第6の導管

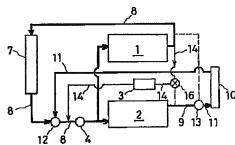
15 第7の導管

16 電磁弁

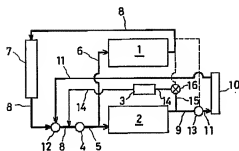
【図2】



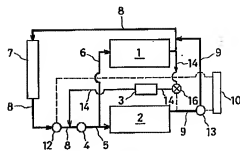
【図4】



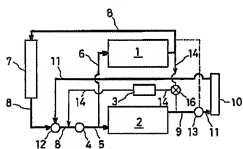
【図5】



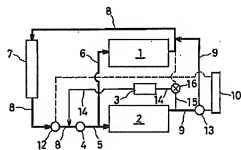
【図6】



【図7】



【図8】



フロントページの続き

(51)Int. Cl.⁵

F 0 1 M 5/00

識別記号 序内整理番号

M 7443-3G

F I

技術表示箇所